

R

WASTE HEAT RETRIEVABLE PROCESS IN INTERNAL COMBUSTION ENGINE

Patent Number: JP54045419

Publication date: 1979-04-10

Inventor(s): YANO KEISUKE; others: 02

Applicant(s): ISHIKAWAJIMA HARIMA HEAVY IND CO LTD

Requested Patent: JP54045419

Application Number: JP19770111401 19770916

Priority Number(s):

IPC Classification: F01N5/02; F02G5/04

EC Classification:

Equivalents:

Abstract

PURPOSE: To recover energy economically from waste heat in such a way that working medium is heated by a cylinder jacket, led into an exhaust heat exchanger using as far as exhaust temperature of vitriolic corrosion.

CONSTITUTION: In concurrence of allocating a cylinder jacket 11 and an exhaust part as thermal source part of Rankine cycle with supplying working medium 15 into said jacket 11, after this working medium 15 has been drawn out by a main pump 14, it is led into a heat exchanger 12 of the exhaust part, the working medium 15 is evaporated using as far as exhaust temperature without fear of giving vitriolic corrosion in said heat exchanger 12, and efficient energy is drawn out from waste heat. Said constitution can prevent vitriolic corrosion without temperature drop in said exhaust heat exchanger 12 and engenderment of sulfuric acid. Besides, in consequence of performing heat recovery from exhaust with use of the exhaust heat exchanger 12, the possibility covers the use as far as exhaust temperature without fear of giving vitriolic corrosion in proportion to the inlet port temperature at the exhaust part of the working medium, and the augmentation of retrievable thermal gain.

Data supplied from the esp@cenet database - I2

⑫公開特許公報 (A)

昭54—45419

⑬Int. Cl.²
F 01 N 5/02
F 02 G 5/04識別記号 ⑭日本分類
51 D 52
51 A 0⑮内整理番号 ⑯公開 昭和54年(1979)4月10日
6718-3G
7713-3G
⑰発明の数 1
審査請求 未請求

(全 5 頁)

⑯内燃機関の排熱回収方法

⑰特 願 昭52—111401

⑰出 願 昭52(1977)9月16日

⑰発明者 矢野圭助

東京都江東区豊洲三丁目 2番16

号 石川島播磨重工業株式会社
豊洲総合事務所内

同

瀬賀浩二

東京都江東区豊洲三丁目 2番16

号 石川島播磨重工業株式会社

豊洲総合事務所内

⑰発明者 明石重治

東京都江東区豊洲三丁目 2番16

号 石川島播磨重工業株式会社
豊洲総合事務所内

⑰出願人 石川島播磨重工業株式会社

東京都千代田区大手町 2丁目 2

番 1号

⑰代理人 弁理士 山田恒光

明細書

1. 発明の名称

内燃機関の排熱回収方法

2. 特許請求の範囲

1) 少なくとも内燃機関のシリンダジャケット部と排ガス部をランキンサイクルの熱源部として配置し、作動媒体を上記シリンダジャケットに供給し、該シリンダジャケットに供給された作動媒体をシリンダジャケット出側の作動媒体ポンプにて引き出した後排ガス部の熱交換器へ導き、該排ガス熱交換器で硫酸腐食を発生しないよう排ガス温度まで利用して作動媒体を蒸発させ排熱から有効エネルギーを取り出すことを特徴とする内燃機関の排熱回収方法。

3. 発明の詳細な説明

本発明は2種類又はそれ以上の熱源を適切に組み合せることによつて内燃機関の排熱を回収して経済的な動力回収を可能にするもので、ディーゼル、ガスタービン、工業炉、化学プロセ

スの排熱回収にまで適応できる内燃機関の排熱回収方法に関するものである。

内燃機関の代表例としてディーゼルエンジンの熱勘定は、第1図に示す如く、内燃機関の動力回収効率(正味有効馬力)は40%位しかなく、残り60%位は冷却損失、排気損失、その他(掃気熱量等)として無駄に外部に放出されている。

そのため、上記残り60%位の排熱から有効エネルギーを取り出すことは、省エネルギー対策上重要且つ火急のことである。

従来では、ディーゼルエンジンの熱勘定を示している第1図において、冷却損失分については第2図に示す如くエンジンのジャケット(1)をポンプ(2)にて循環させられる冷却水(3)を単に用いて冷却し除熱する方法が考えられていた。

しかし、この方法では、除去された熱を熱交換器(4)を介して海水や空気等に放熱し無効エネルギーとして廃棄して來ており、何ら動力回収をしていなかつた。

そこで上記冷却損失分を有効エネルギーに変換する方法として従来第3図に示す方法が考えられた。

この方法は、熱交換器(4)をランキンサイクルシステムの作動媒体加熱器として使用し、且つフロン等の低沸点媒体(9)を用い、ジャケット(11)を冷却した冷却水の熱量にて作動媒体(9)を熱交換器(4)で蒸発させ、蒸発した媒体(9)を膨脹機(タービン)(5)で断熱膨脹させ発電機、圧縮機等(6)を駆動し得る動力を発生させるようにし、膨脹後の媒体(9)は凝縮器(7)にて冷却して液化し作動媒体ポンプ(8)にて加熱器としての熱交換器(4)へ供給させるものである。

しかし、この方法では熱交換器(4)の入口における冷却水(3)の温度が極めて低いにもかかわらずこの冷却水(3)からの熱回収となるため、加熱器として使用される熱交換器(4)では高い蒸発温度が得られず、従つて発生する動力は極めて小さいという欠点がある。

これを改善する方法として、上記の膨脹機を

作動させる作動媒体をエンジンのシリンドリックで蒸発させることが考えられるが、この考え方にはジャケットの構造を蒸発できる形状にしたり、蒸発に耐える強度をもたせる必要があり実際上実施不可能なものである。

又第1図の排気損失分を有効エネルギーに変換する方法として、第4図に示す如き内燃機関の排気を利用してランキンサイクルを構成し、作動媒体ポンプ(8)で液化している作動媒体(9)を排ガス熱交換器(10)へ供給して蒸発させ、蒸発した媒体(9)を膨脹機(5)で断熱膨脹させて発電機、圧縮機等(6)を駆動し得る動力を発生し、膨脹後の媒体を凝縮器(7)で液化させてポンプ(8)にて排ガス熱交換器(10)に送るようにする方法がある。

しかし、この方法では、作動媒体ポンプ(8)から排ガス熱交換器(10)に供給される作動媒体(9)の温度が低いため、排ガス熱交換器(10)の入口付近では伝熱管表面温度が硫酸露点以下となり、硫酸が発生して排ガス熱交換器(10)が硫酸で腐食するおそれがある。そのため、排ガス熱交換器(10)

に耐食高級材料を用いるか、あるいは利用後の排ガス温度を十分高温に保持し得る程度の熱回収にとどめることによつて硫酸を発生させないようしなければならないが、排ガス熱交換器に耐食高級材料を用いることは経済的に不利であり、又排ガス出口温度を高温に保持することはそれだけ回収熱量が小さくなることであつて発生する動力を小さくする欠点がある。

本発明は、上述した従来の方法の欠点を解消することを目的とするもので、少なくとも内燃機関のシリンドリックで蒸発させることなく取り出すための作動媒体主ポンプ(10)を設け、該主ポンプ(10)で昇圧した作動媒体(9)を排ガス熱交換器(10)に導いて排ガスからの熱回収により蒸発させるようにして、上記エンジンのシリンドリックと排ガス熱交換器(10)をランキンサイクルの熱源部とし、上記排ガス熱交換器(10)で蒸発した作動媒体を膨脹機(5)で断熱膨脹させ、発電機、圧縮機等(6)を駆動し得る動力を発生させ、膨脹後の作動媒体(9)は凝縮器(7)にて冷却により液化し、低温となつた作動媒体(9)を作動媒体予圧ボ

以下、本発明の実施例を図面を参照しつつ説明する。

第5図は本発明の方法を実施する一例を示すもので、エンジンのシリンドリックで蒸発させることなく取り出すための作動媒体主ポンプ(10)を設け、該主ポンプ(10)で昇圧した作動媒体(9)を排ガス熱交換器(10)に導いて排ガスからの熱回収により蒸発させるようにして、上記エンジンのシリンドリックと排ガス熱交換器(10)をランキンサイクルの熱源部とし、上記排ガス熱交換器(10)で蒸発した作動媒体を膨脹機(5)で断熱膨脹させ、発電機、圧縮機等(6)を駆動し得る動力を発生させ、膨脹後の作動媒体(9)は凝縮器(7)にて冷却により液化し、低温となつた作動媒体(9)を作動媒体予圧ボ

ンプ¹⁰にてエンジンのシリンドジャケット¹⁰に供給せらるようする。

上記構成により本発明の方法では、作動媒体予圧ポンプ¹⁰によりエンジンのシリンドジャケット¹⁰に供給された作動媒体¹⁰は、凝縮温度にあるにもかかわらずシリンド内部が十分に高温であるため、ジャケット部で加熱され、作動媒体主ポンプ¹⁰の作動によりシリンドジャケット¹⁰内を急速に流されて積極的に取り出される。上記主ポンプ¹⁰で引き出された加熱作動媒体¹⁰は、該主ポンプ¹⁰で昇圧されて排ガス熱交換器¹⁰へ導かれ、ここで排ガスからの熱回収により蒸発させられて膨脹機¹⁰の入口条件を備えることができ、エンジンの排熱から有効に動力発生として回収することができる。この際、本発明の方法では、上記のように低温の作動媒体¹⁰をエンジンのシリンドジャケット¹⁰に供給してここでシリンドの内部温度で加熱した後、加熱された作動媒体¹⁰を主ポンプ¹⁰を介して排ガス熱交換器¹⁰に導き排ガスからの熱回収を行うので、

排ガス熱交換器¹⁰では、作動媒体¹⁰がエンジンのシリンドジャケット¹⁰部で加熱されているために伝熱管表面上の温度低下がみられず、これにより排ガス熱交換器¹⁰において硫酸の発生がない。これは現に70~80°Cの冷却水が実用されていることで証明される。従つて排ガス熱交換器¹⁰を硫酸腐食させることができなくて耐食材料を要しない排ガス熱交換器¹⁰とすることができ、且つ排ガス熱交換器¹⁰の入口における作動媒体¹⁰の温度が高くなつてゐるために、従来の第4図に示す方法の如き利用後の排ガス温度を十分高温に保持しておく必要がなく、上記作動媒体¹⁰の排ガス熱交換器入口温度に応じて排ガス熱交換器¹⁰に硫酸腐食の発生しないような低い排ガス温度まで有効に利用することができ、回収熱量を大にできて大きな動力を発生させることができる。

又本発明の方法では、低温の作動媒体¹⁰をエンジンのシリンドジャケット¹⁰で加熱するとき、作動媒体主ポンプ¹⁰でシリンドジャケット¹⁰内

より積極的に作動媒体¹⁰を引き出してジャケット¹⁰を通過する作動媒体¹⁰の流速を速めるようするので、シリンドジャケット¹⁰内を通過する作動媒体¹⁰は、飽和点まであるいは飽和点近くまで加熱された状態で取り出されることになり、シリンドジャケット¹⁰で作動媒体¹⁰を蒸発させることができないためシリンドジャケット¹⁰を比較的低圧に保つて使用することができシリンドジャケット耐圧を低くすることができる。

次に第1図の熱勘定を示すディーゼルを例にとつた従来の方法と本発明の方法の定量的、定性的説明を行う。

第3図に示す冷却損失分を有効エネルギーに変換する方法として冷却水からの熱回収により動力を発生させる方法では、作動媒体¹⁰の最高蒸発温度は80°Cであつて、凝縮温度40°Cにおける理想サイクル効率は11.3%であるから、正味有効馬力に対して、 $0.17 \times 11.3 / 40 = 4.8\%$ の増加しか見込まれない。これにより前記した如く発生する動力が極めて小さいことが明らかであ

る。

この点、シリンドジャケットを直接作動媒体で蒸発冷却する考え方の場合は、エンジンの焼付き、焼割れ等を考慮せず純理論的に考えれば、最高蒸発温度を排気温度まであげられるから、400°Cとして理想サイクル効率を54%とすることが理論上可能であり、 $0.17 \times 54 / 40 = 23\%$ の出力増加となる。しかし、この考え方の場合は、ジャケット温度が極めて高温となり且つ蒸発形ジャケットが必要となり、又焼損によるトラブルが発生する等のため、高効率のシステムとすることは实际上不可能であり、実施不可能である。

第6図は第4図に示す従来のエンジン排気から熱回収する方法の計算理論を示すもので、假りに、400°Cの排気から20°Cの排出温度まで熱回収したときの熱量Qを100%とし、実際に作動媒体が回収した熱量Qaは作動媒体のランキンサイクルにおける循環量Wと、加熱蒸発に必要なエンタルピ差 Δh_f の積に等しいとする。

は作動媒体の蒸発温度における潜熱を示している。熱回収率 Q_a/Q は、作動媒体の蒸発温度 t_v と t_{H_1}/τ によつて決定され、ランキンサイクルによる動力回収の理論総合効率 η_a は、熱回収率とランキンサイクル効率との積で表わされる。簡単のためにランキンサイクル効率をカルノーサイクル効率で置き換えると、 t_c を凝縮温度として

$$Q_a = Q \tau \times \frac{d i_H}{\tau} = \frac{t_{H_1} - t_v}{t_{H_1} - t_{H_0}} \times \frac{d i_H}{\tau}$$

但し、 $Q_a/Q \leq 1$

$$\eta_a = \frac{t_v - t_c}{273 + t_v} \times \frac{t_{H_1} - t_v}{t_{H_1} - t_{H_0}} \times \frac{d i_H}{\tau}$$

で表わされる。

蒸発温度 t_v とエンタルピ比 $d i_H/\tau$ は作動媒体の種類によつて異なる。更に今、排気の硫酸露点を 130°C と仮定し、排気側と作動媒体側の熱伝達率を等しいと仮定すると、硫酸腐食なしに利用し得る排気の温度は 220°C までで、 Q_a/Q の最大値は 0.47 である。

従つて、この従来の方法にて得られる理論総

特開昭54-45419 (4)
合効率は第 8 図に示す実線(A)の如くなり、
 $d i_H/\tau = 20$ の作動媒体では 22% となり、本例のディーゼル熱回収では $0.35 \times 22/40 = 19.3\%$ の出力増加である。

これに対し、本発明の方法による熱回収は以下の通り計算される。第 7 図はジャケット(I)の出口にて作動媒体が丁度飽和点に達する場合の計算記号を示したものであり、以下の式が導かれる。

$$W\tau = Q \epsilon \frac{t_{H_1} - t_{H_2}}{t_{H_1} - t_{H_0}} \quad Qj = WCp(t_v - t_c)$$

$$W \cdot d i_H = Qj + Q \epsilon \frac{t_{H_1} - t_{H_2}}{t_{H_1} - t_{H_0}}$$

ここで Qj は排気の 400°C から 20°C までの熱量

Qj はジャケットの熱量

t_{H_2} は排気の利用する下限温度

である。

排気の利用する下限温度 t_{H_2} を硫酸露点から最小 130°C として第 8 図にプロットすれば、理論総合効率の最大値は同図に曲線(B)で示す如く 36% となり、 $0.35 \times 36/40 = 31.5\%$ の出力増加となり得る。これにより回収効率が増大して大

きな動力が発生することがわかる。

以上述べた如く本発明の排熱回収方法は、作動媒体を内燃機関のシリンダジャケットで飽和点又はその近くまで加熱して排ガス熱交換器へ導き、該排ガス熱交換器で硫酸腐食の発生しないような排ガス温度まで利用して上記作動媒体を蒸発させ排熱から有効エネルギーを取り出し経済的な動力回収を行うので、次のような優れた効果がある。

(I) 内燃機関のシリンダジャケットで加熱された

作動媒体を排ガス部の熱交換器に導いて排ガスの熱量を回収させるため、排ガス熱交換器での温度低下がなくて硫酸の発生がなく排ガス熱交換器の硫酸腐食を防止できる。

(II) 作動媒体を加熱して排ガス熱交換器で排ガスからの熱回収を行うため、作動媒体の排ガス部入口温度に応じて硫酸腐食の発生しないような排ガス温度まで利用でき、回収熱量を著しく増大させ得られ、これにより発生する動力を大きくすることができる。

従作動媒体を加熱した後に排気からの熱回収を行ひ得るので硫酸発生の必配がなく排ガス温度によつて最適の作動媒体をその都度選定できる。

(IV) 内燃機関のシリンダジャケットを通過する作動媒体をポンプで引き出した後昇圧させて排ガス部へ送るので、シリンダジャケットで作動媒体を蒸発させることができなく該シリンダジャケットを低圧にて使用することができる。

4. 四面の簡単な説明

第 1 図はディーゼルエンジンの熱勘定図、第 2 図はエンジンのジャケットを冷却する従来方法の説明図、第 3 図は従来の冷却損失分を有効エネルギーに変換する方法の説明図、第 4 図は従来の排気損失分を有効エネルギーに変換する方法の説明図、第 5 図は本発明の方法を実施する一例を示す説明図、第 6 図は第 4 図に示す従来方法の計算理論を示す説明図、第 7 図は本発明の方法の計算理論を示す説明図、第 8 図は作動媒体の蒸発温度と理論総合効率の関係図であ

る。

(1)…エンジンのジャケット、(4)…熱交換器、
 (5)…膨脹機、(7)…凝縮器、(9)…作動媒体、(10)…
 排ガス熱交換器、(11)…エンジンのシリンダージ
 ャケット、(12)…排ガス熱交換器、(13)…作動媒体
 予圧ポンプ、(14)…作動媒体主ポンプ、(15)…作動
 媒体、(16)…膨脹機、(18)…凝縮機。

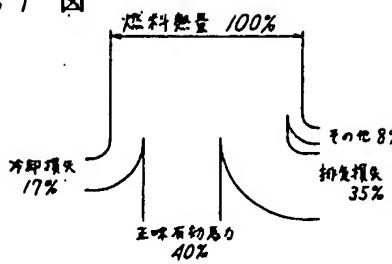
特許出願人

石川島播磨重工業株式会社

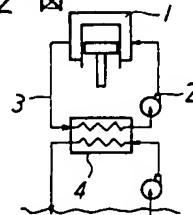
特許出願人代理人

山田恒

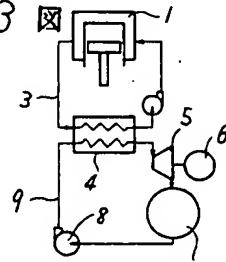
第1図



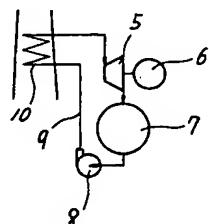
第2図



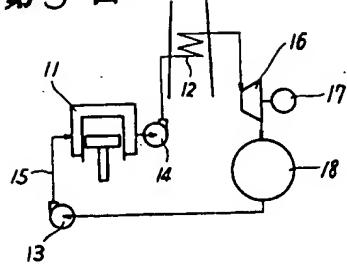
第3図



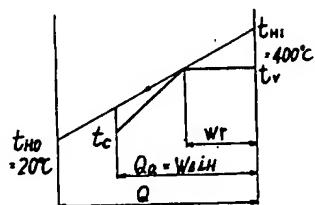
第4図



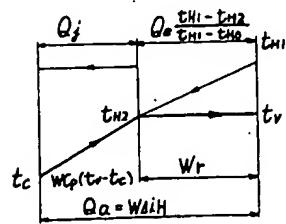
第5図



第6図



第7図



第8図

